



DEUTSCHES
PATENTAMT

②1 Aktenzeichen: P 39 05 992.8
②2 Anmeldetag: 25. 2. 89
④3 Offenlegungstag: 21. 9. 89



DE 3905992 A 1

Mit Einverständnis des Anmelders offengelegte Anmeldung gemäß § 31 Abs. 2 Ziffer 1 PatG

⑦1 Anmelder:
Mesenich, Gerhard, Dipl.-Ing., 4630 Bochum, DE

⑦2 Erfinder:
gleich Anmelder

Rechercheantrag gem. § 43 Abs. 1 Satz 1 PatG ist gestellt

⑤4 Elektromagnetisches Hochdruckeinspritzventil

Es wird ein elektromagnetisches Hochdruckeinspritzventil vorgeschlagen, das zur Einspritzung von Kraftstoff unmittelbar in den Brennraum von Verbrennungsmotoren dient. Das Magnetventil besitzt einen miniaturisierten Magnetkreis, wobei das erforderliche Niveau der Betätigungskräfte durch einen besonders kleinen Sitzdurchmesser und eine geringe Anschlagfläche der Ventalnadel gegenüber den bekannten Ausführungen drastisch herabgesetzt ist. Die bewegten Teile des Ventils werden vollständig von unter Hochdruck stehendem Kraftstoff umspült. Weiterhin wird ein justierbarer Sitzträger beschrieben, mit dem trotz geringer Abmessungen eine hohe Langzeitstabilität der Kablibrierung erzielt wird. Zur Dämpfung des Schließprellens wird ein Schwingungstilgersystem vorgeschlagen, das auch bei mechanischen Einspritzsystemen zur Anwendung kommen kann. Das Ventil kann zur Erzielung von schnellsten Stellbewegungen mit einem polarisierten Magnetkreis ausgestattet werden, der als Besonderheit eine Aufhängung innerhalb zweier Membranfedern mit sehr steiler Federkennlinie besitzt.

DE 3905992 A 1

1 Beschreibung

Die Erfindung betrifft ein elektromagnetisches Hochdruckeinspritzventil zur Einspritzung von Kraftstoff in den Brennraum von Verbrennungsmotoren. Das Einspritzventil soll hauptsächlich bei kleinen und mittleren Dieselmotoren mit einem Hubraum von 300 cm³ bis 700 cm³ pro Zylinder zur Anwendung kommen. Die typische Durchflußrate des Ventils beträgt 10–25 mm³/ms. Das Einspritzventil ist bis zu einem Kraftstoffdruck von ca. 1000 bar einsetzbar. Das Ventil besitzt einen nadelförmigen Ventilschließkörper, der mit dem Anker eines Elektromagneten verbunden ist. Ähnlich wie bei den bekannten Niederdruckeinspritzventilen wird der Kraftstoffzulauf zur Einspritzdüse beim Anzug des Ankers freigegeben. Das Einspritzventil wird durch eine vom Motor mechanisch angetriebene Hochdruckkolbenpumpe mit Kraftstoff versorgt.

Aufgabenstellung und Stand der Technik

Bei Dieselmotoren werden sehr hohe Einspritzdrücke von bis zu über 1000 bar angestrebt, um die Kraftstoffaufbereitung zu verbessern und die Schadstoffbildung zu verringern. Im allgemeinen wird ein steiler Einspritzverlauf zu Beginn der Einspritzung und ein scharf begrenztes Einspritzende gefordert. Beginn und Zeitdauer der Einspritzung müssen an die Bedingungen des Motorkennfeldes angepaßt werden.

Zur Hochdruckeinspritzung werden üblicherweise rein mechanisch arbeitende Einspritzsysteme eingesetzt. Hierbei wird der Kraftstoff zu Beginn des Einspritzvorganges in einem Pumpenelement verdichtet und die Pumpenenergie als Druckwelle zur Einspritzdüse übertragen. Die Einspritzdüse ist mit einer Düsennadel versehen, die durch den Kraftstoffdruck gegen die Kraft einer Feder vom Ventilsitz abgehoben wird. Bei kleinen Einspritzdüsen für Fahrzeugmotoren beträgt die Masse der Düsennadel ca. 5–10 g. Die Rückstellkraft der Feder beträgt je nach Öffnungsdruck der Düse zwischen 400 und 2000 N. Der Sitzdurchmesser der Einspritzventile beträgt in der Regel ca. 2 mm. Durch die hohe Rückstellkraft und die relativ große Masse der Düsennadel ist der Ventilsitz beim Schließen des Ventils einer starken Schlagbelastung ausgesetzt.

Während und nach dem Einspritzvorgang werden zwischen Pumpe und Düse starke Druckwellen reflektiert. Die Amplitude dieser Wellen kann bis zu mehreren 100 bar betragen. Bei den Druckwellen können nach Schließen der Einspritzdüse Berührungen der Nulllinie auftreten, bei denen der Dampfdruck des Kraftstoffs unterschritten wird. Dies führt zu Kavitation an den Elementen der Einspritzanlage und zu Hohlraumbildung mit starken stoßartigen Belastungen. Weiterhin können die reflektierten Druckwellen einen erneuten Öffnungsvorgang der Nadel auslösen. Hierbei tritt ein um die Laufzeit der Druckwelle verzögertes Nachspritzen auf, bei dem der Kraftstoff nur noch mangelhaft zerstäubt wird und nur unvollständig an der Verbrennung teilnimmt. Ein zusätzliches Nachspritzen entsteht durch das stets vorhandene Nadelprellen beim Schließen des Ventils.

Der Pumpvorgang ist bei den mechanisch arbeitenden Einspritzsystemen an einen bestimmten Drehwinkel fest gekoppelt. Es ergibt sich eine hohe stoßartige mechanische Belastung der Einspritzpumpe, da der gesamte Druckaufbau innerhalb des geringen Drehwinkels in sehr kurzer Zeit stattfindet. Da die Zeit zum

2

Durchlaufen dieses Winkels mit zunehmender Motordrehzahl immer kürzer wird, andererseits jedoch der Querschnitt der Düsenkörper konstant bleibt, ergibt sich ein starker drehzahlabhängiger Druckanstieg, welcher zu erheblichen Problemen bei der Kraftstoffaufbereitung führt. Bei niedrigen Drehzahlen reicht der Druck meist nicht aus, um die Düsennadel vollständig anzuheben.

Bei teilweise geöffneter Nadel wird der überwiegende Teil des Kraftstoffdrucks im Ventilsitz in Geschwindigkeit umgesetzt und anschließend im Sackloch der Düse verwirbelt. Zur Geschwindigkeitsumsetzung steht dann nur noch ein geringer Kraftstoffdruck vor den Düsenlöchern zur Verfügung, so daß sich eine sehr mangelhafte Zerstäubung ergibt.

Der drehzahlabhängige Druckanstieg erschwert die Abstimmung der Einspritzdüse auf die Erfordernisse des Motors, so daß bei den mechanisch arbeitenden Einspritzsystemen nur in eng begrenzten Drehzahl- und Lastbereichen optimale Verhältnisse erzielt werden.

Es ist naheliegend, Einspritzventile mit elektromagnetischer Betätigung einzusetzen, um die aus dem Druckwellentransport des Kraftstoffs resultierenden Probleme zu umgehen. Bei elektromagnetischen Einspritzventilen ist eine schnelle und prellarme Stellbewegung erforderlich, um eine ausreichende Zumeßgenauigkeit zu erzielen. Diese kann nur mit einem Anker von sehr geringer Masse mit hoher mechanischer Steifigkeit erzielt werden. Die Anzugs- und Abfallzeit sollte weniger als 0,5 ms betragen. Die erforderliche kurze Anzugszeit soll mit möglichst geringer elektrischer Leistung erzielt werden. Die Anpassung der elektromagnetischen Einspritzventile an die Bedingungen des Motorkennfeldes ist mit bekannten elektronischen Steuerungen einfach realisierbar.

Die bekannten elektromagnetischen Einspritzventile zur Einspritzung von Kraftstoff in den Brennraum von Verbrennungsmotoren erfordern eine große Magnetkraft, welche zur Überwindung der an der Ventilsitznadel angreifenden hydraulischen Kräfte erforderlich ist. Es bestehen enorme Schwierigkeiten, ausreichend schnelle Elektromagnete zu bauen, die die hohen hydraulischen Kräfte mit tragbarem Energieaufwand überwinden können. Die bekannten elektromagnetischen Einspritzventile mit direktbetätigter Ventilsitznadel besitzen einen sehr starken Elektromagneten, der häufig mehrere gleichzeitig erregte Magnetspulen aufweist. Um mit einem solchen Elektromagnet ausreichend schnelle Stellbewegungen zu erzielen, muß kurzfristig eine enorme elektrische Leistung zur Verfügung gestellt werden. Weiterhin werden die Anker derartiger Elektromagnete möglichst dünnwandig ausgeführt, um eine geringe Ankermasse zu erzielen, und um die Wirbelstrombildung im Magneteisen zu verringern. Wegen der dünnwandigen Ausführung neigen die Anker bei schnellen Stellbewegungen zu starken mechanischen Schwingungen, durch die unerwünschte Prellbewegungen und Störkräfte ausgelöst werden.

Ziel der Erfindung ist ein elektromagnetisches Hochdruckeinspritzventil, das bei geringer Erregerleistung ausreichend schnelle und prellarme Stellbewegungen erlaubt. Das Einspritzventil soll im Vergleich zu den bekannten Ausführungen dieser Gattung eine relativ einfache Fertigung erlauben.

Erfindungsgemäßes Einspritzventil

Bei Untersuchungen des Anmelders hat sich überras-

schenderweise gezeigt, daß die erforderliche Öffnungsarbeit und das erforderliche Magnetkraftniveau bei gegebenem Ventilhub und gegebenem Durchfluß nahezu unabhängig vom Einspritzdruck ist. Daher ist bei einem kleinen erforderlichen Durchfluß auch bei sehr hohem Einspritzdruck nur eine geringe Öffnungsarbeit erforderlich, die bereits von einem sehr kleinen Anker mit sehr geringer Masse aufgebracht werden kann. Hierzu ist jedoch ein außergewöhnlich geringer Durchmesser des Ventilsitzes erforderlich. Der Durchmesser des Ventilsitzes beträgt bei dem erfindungsgemäßen Einspritzventil vorzugsweise 0,5–0,8 mm. Bereits bei einem derartig kleinen Sitzdurchmesser kann die erforderliche Durchflußrate zum Betrieb von kleinen Dieselmotoren mit einem geringem Hub von 0,05–0,15 mm erzielt werden.

Bei der erfindungsgemäßen Dimensionierung des Einspritzventils ist die erforderliche maximale Öffnungskraft bei gegebenem Hub lediglich vom verlangten Durchfluß abhängig. Der Hub des Ventils soll ca. 0,05–0,15 mm betragen. Das Einspritzventil wird durch entsprechende Verringerung des äußeren Durchmessers des Ventilsitzes bis herab zu 0,4 mm an hohe Kraftstoffdrücke angepaßt. Die maximale Öffnungskraft ergibt sich aus dem Produkt aus Kraftstoffdruck und der nicht druckausgeglichenen Fläche des Ventilsitzes. Die nicht druckausgeglichene Fläche des Ventilsitzes beträgt stets weniger als 1 mm².

Bei den üblichen Hochdruckeinspritzventilen ist ein zuverlässiger Betrieb bei einem derartig geringen Sitzdurchmesser von vorzugsweise 0,5–0,8 mm nicht möglich. Der Ventilsitz würde bei einem derartig geringen Durchmesser wegen der hohen Schlagbelastung schnell zerstört werden. Der Fachmann wird daher zunächst vermuten, daß wegen des geringen Sitzdurchmessers des erfindungsgemäßen Ventils ein zuverlässiger Betrieb wegen untragbaren Verschleißes im Sitzbereich nicht möglich sein wird. Aufgrund des geringen Durchmessers des Ventilsitzes beträgt jedoch die maximale unausgeglichene hydraulische Schließkraft nur ca. 5–20 N. Diese geringe hydraulische Gegenkraft kann bereits mit einem sehr kleinen Elektromagneten überwunden werden. Der zuverlässige Betrieb des erfindungsgemäßen Einspritzventils wird durch ein gegenüber den üblichen Hochdruckeinspritzventilen drastisch verringertes Kraftniveau und eine besonders geringe Ankermasse von vorzugsweise ca. 1–2 g ermöglicht. Durch das geringe Kraftniveau und die geringe Ankermasse wird die auftretende Schlagbelastung im Sitzbereich innerhalb zulässiger Grenzen gehalten.

Weiterhin ist der Anker des Einspritzventils vollständig von unter Druck stehendem Kraftstoff umspült. Der Ankerraum ist im Gegensatz zu den meisten bisher vorgeschlagenen Konstruktionen nicht durch eine enge Nadelführung vom Systemdruck getrennt. Die vollständige Umspülung des Ankers mit unter Druck stehendem Kraftstoff ist bei dem erfindungsgemäßen Einspritzventil unbedingt erforderlich, um die Entstehung von unausgeglichenen Störkräften weitgehend zu verhindern.

Weitere erforderliche und zweckmäßige Maßnahmen, die den zuverlässigen Betrieb des Einspritzventils trotz der geringen Magnetkraft erlauben, werden anhand der Ausführungsbeispiele nachfolgend erläutert:

Fig. 1 zeigt ein erfindungsgemäßes Hochdruckeinspritzventil, dessen Außendurchmesser lediglich ca. 20 mm beträgt. Der Auslegungsdruck des Ventils beträgt ca. 200–300 bar. Der Ankerhub des Ventils beträgt 0,05–0,1 mm, der Außendurchmesser des Ventil-

sitzes beträgt 0,8 mm. Der Magnetkreis des Ventils besteht aus dem Anker 112, dem Magnetpol 108, dem Gehäuse 101 und dem Träger 116. Sämtliche Teile des Magnetkreises bestehen aus weichmagnetischem Material. Die Erregung des Magnetkreises erfolgt durch die Magnetspule 105, die auf den Spulenkörper 106 aufgewickelt ist. Die Magnetspule 105 besitzt vorzugsweise ca. 100 Windungen. Der Magnetpol 108 und der Anker 112 sollten aus einem Material mit hoher Sättigungsinduktion bestehen, um eine möglichst hohe Magnetkraft zu erzielen. Als Material ist ein Eisenwerkstoff mit bis zu 50% Cobaltanteil gut geeignet. Der Außendurchmesser des Ankers 112 beträgt vorzugsweise ca. 7–8 mm, die Wandstärke beträgt vorzugsweise ca. 1–1,2 mm. Die maximale Magnetkraft des Elektromagneten beträgt bei Sättigung des Magneteisens ca. 25–40 N.

Der rohrförmige Anker 112 ist auf die Ventlnadel 113 aufgepreßt, die mit dem zentralen Anschlagstift 125 unmittelbar auf dem Anschlagelement 126 zum Anschlag gelangt. Der Anker 112 ist durch eine zusätzliche Laserschweißung oder durch Verlöten mit der Ventlnadel 113 gegen axiale Verlagerung gesichert. Die Rückstellung des Ankers erfolgt durch die Rückstellfeder 110, welche innerhalb des Ankers 112 und des Magnetpols 108 angeordnet ist.

Die Anschlagfläche des Anschlagstiftes 125 überragt die Stirnfläche des Ankers 112 um ca. 50 Mikrometer, so daß auch bei angezogenem Anker ein Restluftspalt zwischen Pol und Anker verbleibt. Durch den Restluftspalt wird ein rascher Abbau des Magnetfeldes nach dem Abschalten des Erregerstroms erzielt. Weiterhin wird durch den Restluftspalt eine unzulässig starke Dämpfung der Anzugsbewegung des Ankers vermieden.

Am unteren Ende der Ventlnadel ist ein nadelförmiger Schließkörper 119 angeordnet, der den Ventilsitz 120 verschließt. Der Durchmesser des nadelförmigen Schließkörpers 119 beträgt ca. 2 mm. Der kegelförmige Ventilsitz 120 und die Düse 118 ist unmittelbar in den Düsenträger 117 eingearbeitet. Die Düse 118 ist ohne Zwischenschaltung des sonst üblichen Sackloches unmittelbar unterhalb des Ventilsitzes 120 angeordnet. Hierdurch wird eine sehr gute Strömungsqualität mit einer wirbelarmen Umsetzung des Kraftstoffdruckes erzielt.

Das Einspritzventil besitzt eine hydraulische Kennlinienanpassung, bei der die hydraulischen Rückstellkräfte bei angezogenem Anker diejenigen bei abgefallenen Anker übersteigen. Mit einer derartigen Kennlinienanpassung wird die Rückstellzeit des Ankers erheblich verkürzt. Hierzu ist das untere Ende der Ventlnadel 113 mit geringem Radialspiel von einigen $\frac{1}{100}$ mm innerhalb der Führungsbohrung 112 geführt. Der Durchmesser der Führungsbohrung 112 beträgt ca. 2 mm. Innerhalb des Ringspaltes zwischen der Ventlnadel 113 und der Führungsbohrung 112 entsteht ein Druckabfall, der mit zunehmendem Durchfluß und damit mit zunehmendem Ankerhub zunimmt. Durch diesen Druckabfall wird eine mit zunehmendem Ankerhub zunehmende hydraulische Kraft erzeugt, die der Magnetkraft entgegengerichtet ist. Das Radialspiel der Ventlnadel innerhalb der Führungsbohrung wird so bemessen, daß bei angehobenem Anker hinter dem Ringspalt ein bleibender Druckabfall von ca. 10–20% des statischen Kraftstoffdruckes entsteht. Der Durchmesser des Ringspaltes sollte etwa 2–3fach größer als derjenige des Ventilsitzes 111 gewählt werden. Bei der angegebenen Dimensionierung wird eine hydraulische Zentrierung des Schließkörpers und eine Dämpfung der Aufschlagbewegung des

Schließkörpers auf den Ventil Sitz erzielt, ohne daß hierdurch die Rückstellzeit des Ankers unzulässig verlängert würde. Durch die Dämpfung der Rückstellbewegung wird das Schließprellen stark vermindert. Innerhalb der Ventalnadel 113 ist ein Nut 121 angeordnet. Die Nut 121 dient zur Vergrößerung des bleibenden Druckabfalls und zur gleichmäßigen Verteilung des Druckabfalls über den Umfang des Ringspaltes.

Der Magnetpol 108 wird von einer nichtmagnetisierbaren Hülse 107 getragen, die am unteren Ende einen Kragen 129 besitzt. Die Hülse 107 ist mit dem Kragen 129 zwischen dem mittleren Gehäuseteil 116 und dem Düsenträger 117 eingeklemmt. Das Ventilgehäuse 101 ist mit dem mittleren Gehäuseteil 116 verschraubt. Die Befestigung des Magnetpols 108 innerhalb der Hülse 107 erfolgt vorzugsweise durch Einpressen und anschließende Laserschweißung oder durch Hartlöten. Die Hülse 107 sollte aus austenitischem Stahl mit möglichst hohem elektrischen Widerstand bestehen, um die Wirbelstrombildung innerhalb der Hülse gering zu halten. Innerhalb des Magnetpols 108 ist ein Anschlagelement 126 eingepreßt, das aus nicht magnetisierbarem Material besteht. Das Anschlagelement 126 ist mit dem Magnetpol 108 fest verbunden und mit seitlichen Nuten 130 versehen, die einen Kraftstoffdurchtritt erlauben. Die Stirnfläche des Anschlagelementes 126 und diejenige des Magnetpols 108 befindet sich in einer gemeinsamen Ebene.

Der Kraftstoff gelangt durch eine nicht dargestellte Versorgungsleitung in das Ventilgehäuse. Die Versorgungsleitung wird mit dem oberen Gehäuseteil 101 verschraubt. Von hier gelangt der Kraftstoff durch seitliche Nuten im oberen Anschlag 126 und durch seitliche Nuten 123 in der Ventalnadel 113 zum Ventil Sitz 120. Der Magnetpol 118 ist durch den Dichtring 109 gegen das Gehäuse 101 abgedichtet.

Zu Beginn der Ankerrückstellung entsteht eine hydraulische Klebkraft durch Vakuumbildung zwischen dem Anschlagstift 125 und dem Anschlagelement 126. Die hydraulische Klebkraft ist der Kraft der Rückstellfeder 110 entgegengerichtet und bewirkt eine unerwünschte Verzögerung der Ankerrückstellung. Bei einer zu großen Anschlagfläche kann es sogar zu einer Blockierung und damit zur Funktionsuntüchtigkeit des Ventils kommen. Daher ist es unbedingt erforderlich, die hydraulische Klebkraft so gering wie möglich zu halten. Die Größe der Berührungsfläche zwischen dem Anschlagstift 125 und dem Anschlagelement 126 sollte diejenige des Ventilsitzes keinesfalls überschreiten. Der Durchmesser des Anschlagstiftes 125 sollte daher geringer als derjenige des Ventilsitzes sein. Der Durchmesser des Anschlagstiftes 125 beträgt vorzugsweise 0,5—1 mm. Weiterhin muß eine direkte Berührung zwischen Magnetpol 108 und Anker 112 unbedingt vermieden werden, um eine hydraulische Blockierung des Ankers zu verhindern.

Aufgrund der sehr geringen Anschlagfläche zwischen dem Anschlagstift 125 und dem Anschlagelement 126 kommt es beim Aufschlag des Ankers zu einer hohen Schlagbelastung. Diese hohe Schlagbelastung muß durch Dämpfung der Anzugsbewegung des Ankers auf zulässige Werte begrenzt werden. Hierzu ist an der Stirnseite der Ventalnadel 113 eine Dämpfungskammer eingearbeitet, die durch die umlaufende Tasche 128 gebildet wird. Die Dämpfungskammer ist von einem schmalen Kragen 124 umgeben. Die Stirnfläche des umlaufenden Kragens 124 ist gegenüber der Stirnfläche des Anschlagstiftes 125 um ca. 5—10 Mikrometer zu-

rückversetzt. Hierdurch verbleibt auch bei angezogenem Anker ein enger Quetschspalt, durch den der Kraftstoff während des Ankeranzugs herausgepreßt wird. Durch die Quetschströmung wird eine Dämpfung der Aufschlagbewegung erzielt. Eine zusätzliche Dämpfung erfolgt durch die Quetschströmung im Bereich des Restluftspaltes 127. Durch die zuvor beschriebenen Maßnahmen wird eine gute Dämpfung der Aufschlagbewegung des Ankers bei minimalem hydraulischen Kleben erzielt. Ohne Dämpfungsmaßnahmen wäre ein stabiler und verschleißarmer Betrieb des Einspritzventils bei der sehr geringen Fläche des Anschlagstiftes 125 nicht möglich. Zur Fertigung der Dämpfungskammer und des Anschlagstiftes 125 wird zweckmäßigerweise zunächst die Polfläche 127 des Ankers 112 gemeinsam mit der Stirnfläche der Ventalnadel 131 plan geschliffen. Anschließend wird die zurückverlegte Dämpfungskammer 128 und der Restluftspalt durch Einprägen oder durch Elektroerodieren der Stirnfläche gefertigt.

Bei einem sehr geringen Durchmesser des Anschlagstiftes 125 wird eine Selbststabilisierung des Ventils durch Verschleiß erzielt. Bei einem Verschleiß im Bereich der Anschlagfläche vermindert sich der freie Strömungsquerschnitt zwischen dem Kragen 124 und dem Anschlagelement 126. Hierdurch entstehen stark anwachsende Dämpfungskräfte, die die Schlagbelastung beim Anzug des Ankers stark vermindern. Wegen der mit zunehmendem Verschleiß abnehmenden Schlagbelastung kann bereits nach einer kurzen Einlaufphase ein Stillstand des Verschleißes erzielt werden. Durch den Verschleiß vergrößert sich jedoch der Ventilhub und damit der Durchfluß des Ventils. Bei entsprechend eng tolerierten Teilen ist diese Hubveränderung jedoch auf wenige Mikrometer begrenzt. Derartig geringe Hubveränderungen sind bei dem erfindungsgemäßen Einspritzventil noch tragbar.

Zwischen der Rückstellfeder 110 und der Ventalnadel 113 ist ein Schwingungstilger 111 angeordnet, welcher zur Verminderung der Prellschwingungen dient. Der Schwingungstilger 111 wird von der stiftförmigen Verlängerung 131 mit geringem Radialspiel axial beweglich geführt. In der Ruhelage wird der Schwingungstilger 111 durch die Kraft der Rückstellfeder 110 fest auf die Schulter der Ventalnadel 113 gepreßt. Nach dem Anker aufschlag löst sich der Schwingungstilger 111 durch die innewohnende kinetische Energie von der Schulter der Ventalnadel, wodurch im Auflagebereich ein enger Spalt entsteht. Hierbei wird zunächst die Ventalnadel 113 von der Kraft der Rückstellfeder entlastet. Weiterhin entsteht die eine sehr starke hydraulische Kraft in Richtung der Öffnungsbewegung, die durch Vakuumbildung innerhalb des entstehenden Spaltes ausgelöst wird. Diese Kraft wirkt den Prellschwingungen entgegen, wodurch diese in kürzester Zeit zum Stillstand kommen. Durch den Schwingungstilger 111 werden auch bei sehr kurzen Öffnungszeiten außerordentlich prellarme, stabile Bewegungsverhältnisse erzielt. Die Masse des Schwingungstilgers ist bei dem erfindungsgemäßen Hochdruckeinspritzventil in weiten Grenzen unkritisch. Die dynamisch günstigsten Verhältnisse werden bei einer Masse des Schwingungstilgers von ca. 10% der Masse von Anker und Ventalnadel erzielt.

Unterhalb des Ankers ist ein weiterer Schwingungstilger 114 angeordnet, der zur weiteren Dämpfung der Prellschwingungen beim Schließen des Ventils dient. Der Schwingungstilger 114 wird durch eine schwache Feder 115 gegen die untere Schulter der Ventalnadel gedrückt. Die Kraft der Feder 115 ist erheblich geringer

als diejenige der Rückstellfeder 110. Die Dämpfung des Schließprellens erfolgt in gleichartiger Weise wie bei dem oberen Schwingungstilger. Die Dämpfung des Schließprellens erfolgt durch Vakuumbildung und Federkraftentlastung im Bereich der Auflageschulter des unteren Schwingungstilgers 114. Ein derartiger Schwingungstilger kann auch bei den bekannten mechanischen Einspritzdüsen zur Verringerung des Schließprellens eingesetzt werden.

Die Kalibrierung des Ventils kann in bekannter Weise durch Selektion von zueinander passenden Teilen erfolgen.

Das Ventil wird durch bekannte elektronische Schaltungen unmittelbar mit der Bordnetzspannung von ca. 12 V angesteuert. Hierbei erfolgt bis zum Ende des Anzugsvorgangs eine Übererregung mit einem Spitzenstrom von bis zu ca. 10 A, der in der anschließenden Haltephase auf ca. 2–3 A vermindert wird. Bei einer derartigen Ansteuerung werden Anzugszeiten von insgesamt unter 0,5 ms erzielt. Die Anzugszeit setzt sich aus der Anzugsverzugszeit und der Öffnungsbewegungszeit des Ankers zusammen. Die Anzugsbewegungszeit beträgt ca. 0,15–0,2 ms. Die Abfallzeit des Ventils wird in der Regel ca. 0,3 ms betragen.

Gegenüber bekannten Ventilausführungen wird bei der erfindungsgemäßen Ausbildung und Dimensionierung des Hochdruckeinspritzventils eine Vielzahl von Vorteilen erzielt:

Das Ventil erlaubt eine kostengünstige Fertigung, da die Führungen des Ankers und der Ventilnadel mit vergleichsweise geringer Präzision gefertigt werden können. Der Magnetpol 108 und die Hülse 107 sind nahezu vollständig von Axialkräften entlastet. Hierdurch ist eine leichte, dünnwandige und wirbelstromarme Bauweise möglich. Bei den bekannten Ventilen muß die Führung der Ventilnadel mit außerordentlich hoher Präzision gefertigt werden, da diese zur Abdichtung des Druckraumes dient. Weiterhin erfordern diese Ventile zusätzliche Rücklaufleitungen zur Rückführung des Leckkraftstoffs. Bei dem erfindungsgemäßen Ventil ist eine Abdichtung innerhalb der Nadelführung nicht erforderlich. Das Ventil besitzt nur wenige mögliche Leckpfade. Auf Rücklaufleitungen kann verzichtet werden.

Bei den einzelnen Betätigungsvorgängen entstehen nur sehr geringe Druckschwingungen, da innerhalb des Ventils eine relativ große Kraftstoffmenge gespeichert wird. Die Druckschwingungen werden aufgrund des hohen Betriebsdruckes durch die Elastizität der im Ventil gespeicherten Kraftstoffmenge weitgehend aufgefangen. Weiterhin steht ein relativ großer Querschnitt zur Kraftstoffzufuhr zu Verfügung, der der Entstehung von Druckwellen entgegenwirkt. Die Amplitude der Druckschwingungen verringert sich mit zunehmendem Querschnitt der Kraftstoffversorgungsleitung. Der Innendurchmesser der Kraftstoffversorgungsleitung sollte mindestens 2–3 mm betragen. Die maximale Amplitude der Druckschwingungen wird in der Regel ca. 20–50 bar nicht überschreiten.

Wegen der geringen Druckschwingungen ist innerhalb des Ventils auch bei sehr ungünstigen Betriebszuständen stets ein hoher Kraftstoffdruck vorhanden. Eine Hohlrumbaubildung innerhalb des Kraftstoffs aufgrund von Druckwellen ist völlig ausgeschlossen. Berührungen der Nulllinie und die Entstehung von Kavitation innerhalb der Leitungen ist nicht zu befürchten. Eine Gasrückblasung vom Motor in das Ventil ist wegen des stets vorhandenen hohen Kraftstoffdruckes nicht möglich.

Das Ventil besitzt wegen des drastisch herabgesetzten Kraftniveaus und der geringen Ankermasse einen vergleichsweise sehr geringen elektrischen Energiebedarf. Das Ventil besitzt außerordentlich geringe Abmessungen und erlaubt rasche Stellbewegungen. Wegen der Dämpfungsmaßnahmen werden prellarme Bewegungsverläufe erzielt. Das Ankerprellen wird in der Regel in weniger als 0,05–0,1 ms zum Stillstand kommen. Selbst bei eventuellem Schließprellen wird der Kraftstoffdruck unmittelbar im Ventilsitz in eine hohe Geschwindigkeit umgesetzt, die stets ein vollständiges Abspritzen der gesamten zugemessenen Kraftstoffmenge mit guter Zerstäubung bewirkt. Auch bei eventuellen Nachspritzern wird eine sehr gute Zerstäubung erzielt. Aufgrund des sehr geringen Sitzdurchmessers werden keine nennenswerten Kraftstoffmengen unterhalb des Ventilsitzes gespeichert.

Aufgrund der hohen Arbeitsgeschwindigkeit kann eine geringe Teilmenge des Kraftstoffs bereits zu einem frühen Zeitpunkt mit einem separaten Einspritzvorgang dem Motor zugeführt werden. Eine derartige Arbeitsweise dient zur Bildung von magerem Grundgemisch und wird als Piloteinspritzung bezeichnet. Bekanntlich kann durch eine Piloteinspritzung der Zündverzug und der Schadstoffausstoß von Dieselmotoren verringert werden.

Im Folgenden werden einige Varianten des erfindungsgemäßen Ventils anhand weiterer Ausführungsbeispiele näher erläutert:

Fig. 2 zeigt ein weiteres Hochdruckeinspritzventil, das ähnlich demjenigen gemäß Fig. 1 aufgebaut ist. Hierbei sind auf der rechten und auf der linken Seite zwei leicht verschiedene Ausführungen dargestellt. Es werden verschiedene Möglichkeiten zur Befestigung des Magnetpols und eine besonders günstige Ausbildung zur Einstellung des Ankerhubes erläutert. Hierbei wird nur auf die von Fig. 1 abweichenden Details eingegangen.

Der Magnetkreis des Ventils besteht aus dem Magnetpol 204, dem Gehäuse 201 und dem Anker 215. Weiterhin erfolgt der magnetische Rückschluß auf der rechten Seite von Fig. 2 durch den Träger 214, der mit der Traghülse 208 verschraubt ist. Der Magnetpol 204 ist unmittelbar mit der nicht magnetisierbaren Traghülse 208 verschraubt. Auf der linken Seite von Fig. 2 wird der Pol 204 von einer nichtmagnetisierbaren Hülse 206 getragen, die innerhalb der unteren Traghülse 207 aus magnetisierbarem Material befestigt ist. Die Befestigung erfolgt hierbei vorzugsweise durch Hartlöten oder durch eine Laserschweißung. Die Bearbeitung der Stirnfläche des Magnetpols 204 und der Führungsbohrung für den Anker 215 kann gemeinsam in einer Aufspannung erfolgen, wodurch die Einhaltung einer genauen rechtwinkligen Lage leicht möglich ist. Weiterhin sind der Pol 204 und der Anker 215 auf der linken Seite von Fig. 2 aus jeweils zwei konzentrischen Teilen zusammengesetzt. Hierbei trägt der Anker 215 die Hülse 216 und der Pol 204 trägt die Hülse 204. Der Vorteil einer solchen Ausführung besteht in verminderter Wirbelstrombildung, da die einzelnen Teile insgesamt dünnwandiger ausgeführt werden können.

Die Einstellung des Ankerhubes erfolgt durch Verdrehen des Sitzträgers 209. Hierzu wird der Sitzträger 209 gegenüber dem Ventilhalbs 208 spielfrei verspannt. Die Verspannung erfolgt durch die Federwirkung der Schulter 213 oberhalb der Dichtringnut 220. Mit dem verspannbaren Sitzträger 209 wird eine hohe Spannkraft bei besonders geringer Baugröße des Ventils erzielt.

zielt. Zwischen der Schulter 213 und der Schulter des Ventilhalses 208 ist ein Paßring 211 angeordnet. Der Paßring 211 dient zur Grobeinstellung des Ventilhubes. Die Feinkalibrierung erfolgt sodann nach einem Probelauf des Ventils durch entsprechendes Verdrehen des Sitzträgers 209. Alternativ kann auch eine verspannbare Schulter am äußeren Umfang des Sitzträgers angeordnet werden, die dann auf dem Ende des Halses 208 zur Auflage gelangt. Die notwendige Federungsfähigkeit wird dann ebenfalls durch eine hinterschnittene Nut innerhalb des Sitzträgers erzielt. Der verspannbare Sitzträger 209 erlaubt eine besonders einfache und zuverlässige statische Kalibrierung des Ventils. Mit einem getrennten Federelement wäre die erforderliche Langzeitstabilität der Einstellung nicht zuverlässig gewährleistet. Der verspannbare Sitzträger ist auch bei Niederdruckeinspritzventilen vorteilhaft anwendbar.

In Fig. 3 ist ein weiteres Hochdruckeinspritzventil dargestellt, dessen Magnetkreis einen doppelten Arbeitsluftspalt besitzt. Der Außendurchmesser des Ventils beträgt ca. 20 mm.

Der Magnetkreis des Ventils besteht aus dem Anker 307, dem Zentralpol 302, dem Gehäuse 301 und dem Seitenpol 306. Der Magnetkreis besitzt zwei Arbeitsluftspalte 315 und 316. Der zentrale Arbeitsluftspalt 315 ist innerhalb der Magnetspule 303 angeordnet. Der äußere Durchmesser des Zentralpoles 302 beträgt ca. 6–8 mm. Die Wandstärke des Zentralpoles 302 beträgt ca. 0,8–1,2 mm. Die Fläche der beiden Magnetpole beträgt jeweils ca. 15–20 mm². Bei angezogenem Anker 307 verbleibt im Bereich der Arbeitspole 315 und 316 ein Restluftspalt von jeweils ca. 0,05 mm. Der Ventilhub beträgt vorzugsweise ca. 0,05–0,1 mm. Die Magnetspule 303 ist auf einen Spulenkörper 304 aus nicht magnetisierbarem Material aufgewickelt. Der Spulenkörper 304 dient zur Abdichtung des Spulenraumes und kann beispielsweise aus austenitischem Stahl oder aus hochfester Keramik bestehen. Der Spulenraum kann zur Abdichtung und zur Verbesserung der mechanischen Stabilität mit einer Vergußmasse ausgefüllt werden. Weiterhin kann die Magnetspule 303 auch aus einer dünnen Folie gefertigt werden. Eine derartige Folienspule besitzt eine sehr hohe mechanische und elektrische Stabilität, so daß dann auch auf eine Abdichtung des Spulenraumes gegenüber dem Systemdruck verzichtet werden kann. Die Ventilmadel 308 besitzt einen seitlichen Kragen 322, an dem der Anker 307 befestigt ist. Die gesamte bewegte Masse des Ankers 307 und der Ventilmadel 308 beträgt zusammen ca. 1 g. Der Durchmesser der Ventilmadel 308 beträgt ca. 2–2,5 mm. An die Ventilmadel 308 ist ein ballistischer Stift 317 angebracht, der den Ventil Sitz verschließt. Der Durchmesser dieses Stiftes 317 beträgt ca. 0,8 mm. Die nicht druckausgeglichene Fläche des Ventilsitzes 318 beträgt ca. 0,3 mm². Der Auslegungsdruck des Ventils beträgt ca. 500 bar. An der Oberseite der Ventilmadel 308 ist ein Anschlagstift 319 angebracht, dessen Durchmesser ca. 0,5–0,8 mm beträgt. Der Anschlagstift 319 ist von der Dämpfungskammer 320 umgeben. Der Anschlagstift 319 kommt bei angezogenem Anker 307 an dem zentralen Anschlag 312 zur Anlage. Der zentrale Anschlag 312 besteht aus nichtmagnetisierbarem Material und ist innerhalb des Magnetpols 302 beispielsweise durch eine Hartlötung befestigt. Die Ventilmadel 308 ist zwischen zwei Membranfedern 305 und 310 eingespannt, und wird durch diese mit geringem Spiel in radialer Richtung geführt. Die Membranfeder 305 und 310 sind mit Durchbrüchen versehen, um den Kraftstoffdurchtritt zu ermöglichen.

Zwischen dem Anker 307 und der oberen Membranfeder 305 ist der Schwingungstilger 313 angeordnet. Durch Auswahl einer geeigneten Dicke des des Schwingungstilgers 313 ist die Einstellung der Rückstellfederkraft möglich. Ein weiterer nicht dargestellter Schwingungstilger kann zwischen der unteren Membranfeder 310 und der Ventilmadel 308 angeordnet werden. Der Spulenkörper 304, die Membranfeder 305 und der Seitenpol 306 werden durch den Sitzträger 309 innerhalb des Gehäuses 301 festgespannt. Der Sitzträger 309 ist im Bereich der Dichtringnut 311 elastisch ausgebildet, wodurch eine Kalibrierung des Ventilhubes durch entsprechend tiefes Einschrauben des Sitzträgers 309 möglich ist. Die Kraftstoffzufuhr zum Ventilsitz 318 erfolgt durch den zentralen Stutzen 315 am Gehäuse 301, durch seitliche Nuten im zentralen Anschlag 312 und im Kragen 322 der Ventilmadel 308, weiter durch die Durchbrüche in den Membranfedern 305 und 310.

Der Vorteil der vorstehenden Ventilausführung gegenüber den Ventilausführungen gemäß Fig. 1 und Fig. 2 besteht in einer geringeren Wirbelstrombildung, da der Magnetkreis bei einer vorgegebenen maximalen Magnetkraft dünnwandiger ausgeführt werden kann.

Weiterhin ergibt sich eine geringere Ankermasse, wodurch noch schnellere Ankerbewegungen möglich sind. Das Ventil besitzt eine Selbstzentrierungsfähigkeit, wodurch geringere Fertigungsungenauigkeiten ausgeglichen werden können. Nachteilig ist jedoch gegenüber den Ausführungsbeispielen gemäß Fig. 1 und Fig. 2 die vergrößerte Anzahl möglicher Leckstrompfade.

In Fig. 4 ist ein Hochdruckeinspritzventil mit einem polarisierten Magnetkreis dargestellt. Der prinzipielle Aufbau des polarisierten Magnetkreises ist bekannt. Der Auslegungsdruck des Ventils beträgt ca. 1000 bar. Der Außendurchmesser des Ventils beträgt ca. 22 mm. Das Ventil erlaubt im Vergleich zu den Ventilausführungen gemäß Fig. 1 bis Fig. 3 die schnellsten Stellbewegungen. Nachteilig ist jedoch ein erheblich vergrößerter Bauaufwand.

In Fig. 4 ist auf der linken Seite eine monostabile, auf der rechten Seite eine bistabile Ventilausführung dargestellt. Hierbei wird unter einer monostabilen Ausführung ein Ventil verstanden, das nach Abschalten des Erregerstromes von selbst in die geschlossene Lage gelangt. Die monostabile Ausführung bietet den Vorteil einer erhöhten Sicherheit bei eventuellen Funktionsstörungen der elektrischen Ansteuerung. Bei einer bistabilen Ausführung ist zum Schließen des Ventils ein elektrischer Gegenimpuls erforderlich. Die bistabile Ausführung bietet den Vorteil eines besseren Wirkungsgrades und damit einer größeren Arbeitsgeschwindigkeit. Das dargestellte Ventil besitzt als Besonderheit eine reibungsfreie Ankeraufhängung zwischen zwei Membranfedern mit einer sehr steilen Federkennlinie. In halbgeöffneter Stellung des Ventils ist die Federkraft Null. Das Maximum der Federkraft wird in den jeweiligen Endlagen des Ventils sowohl in geöffneter als auch in geschlossener Stellung erreicht. Um den höchstmöglichen Wirkungsgrad zu erzielen, sollte die Federkraft in der geschlossenen Stellung des Ventils in etwa der Summe aus der dauermagnetischen Kraft des Magnetkreises und der aus Sicherheitsgründen erforderlichen Schließkraft entsprechen. Mit einer steilen Federkennlinie sind bei Einspritzventilen mit polarisierten Magnetkreisen erheblich schnellere Stellbewegungen erzielbar, als mit den üblichen flachen Federkennlinien. Flache Federkennlinien würden sich bei der Verwendung von Schraubenfedern ergeben. Das Ventil ist für einen

Kraftstoffdruck von bis zu ca. 1000 bar geeignet.

Das polarisierte Magnetventil gemäß Fig. 4 besitzt einen rohrförmigen Anker 415, der mit der Ventilnadel 416 fest verbunden ist. Der Außendurchmesser des Ankers 415 beträgt vorzugsweise 7–8 mm. Die Wandstärke des Ankers beträgt vorzugsweise ca. 0,8–1,2 mm. Die gesamte Masse von Anker 415 und Ventilnadel 416 beträgt ca. 1,5 g. Die Ventilnadel 416 ist an der Oberseite und Unterseite in den Membranfedern 413 und 414 aufgehängt. Die Kalibrierung der Kennlinie der Membranfedern 413 und 414 erfolgt durch entsprechendes Abschleifen der flachen Seite dieser Federn. Zwischen den Membranfedern 413 und 414 und der Ventilnadel 416 sind die Schwingungstilger 417 und 418 angeordnet. Die Membranfedern 413 und 414 sind mit Durchbrüchen versehen, die den Durchtritt von Kraftstoff ermöglichen. Der Ankerhub wird durch den oberen Anschlag 411 begrenzt, an dem die Ventilnadel 416 bei geöffnetem Ventil zum Anschlag gelangt.

Die beiden Magnetpole des Ventils sind innerhalb von nichtmagnetisierbaren Hülssen angeordnet. Das bistabile Ventil auf der rechten Seite von Fig. 4 besitzt einen magnetetechnisch symmetrischen Aufbau. Hierbei sind nur zwischen dem Anker 415 und den beiden Magnetpolen 409 und 410 Luftspalte 423 und 424 angeordnet. Bei der monostabilen Ventilausführung auf der linken Seite von Fig. 4 wird durch die nichtmagnetisierbare Hülse 420 ein zusätzlicher Luftspalt zwischen dem oberen Magnetpol 419 und dem Verschlußstopfen 426 gebildet. Durch diesen zusätzlichen Luftspalt wird das Magnetfeld innerhalb des oberen Arbeitsluftspaltes 424 abgeschwächt. Hierdurch wird die selbständige Rückkehr des Ankers 415 in die Ruhelage durch das stärkere Magnetfeld im Bereich des unteren Arbeitsluftspaltes 423 sichergestellt. Zwischen dem Anker 415 und den Magnetpolen verbleiben in der jeweiligen Endlage Restluftspalte 423 und 424 von vorzugsweise jeweils ca. 0,05 mm. Die Restluftspalte sind erforderlich, um hydraulisches Kleben zu vermeiden. Weiterhin wird im Bereich der Restluftspalte eine erwünschte hydraulische Dämpfung der Stellbewegungen erzielt. Eine monostabile Arbeitsweise läßt sich auch durch eine asymmetrische Anordnung der Restluftspalte 423 und 424 erzielen. Hierzu wird der obere Restluftspalt 424 erheblich länger als der untere Restluftspalt 423 ausgeführt, so daß sich im Bereich des unteren Restluftspaltes 423 ein entsprechend stärkeres dauermagnetisches Feld ausbildet, das die selbständige Rückstellung bewirkt. Die auf der linken Seite von Fig. 4 dargestellte monostabile Anordnung mit einem zusätzlichen magnetischen Luftspalt zwischen Pol 419 und Verschlußstopfen 426 ist jedoch magnetetechnisch günstiger.

Das dauermagnetische Feld wird durch den Dauermagneten 402 erzeugt, der aus mehreren getrennten Segmenten aufgebaut sein kann. Der innere magnetische Rückschluß zum Anker 415 erfolgt durch den Mittelpol 403. Der äußere magnetische Rückschluß zu den beiden Magnetpolen 409 und 410 erfolgt durch das Ventilgehäuse 401, den oberen Verschlußstopfen 412 und den Sitzträger 408. Der Mittelpol 403 ist mit den nicht magnetisierbaren Hülssen 404 und 405 bzw. 420 fest verbunden. Die Verbindung erfolgt vorzugsweise durch eine Laserschweißung oder durch Hartlöten. Die elektrische Erregung erfolgt durch die beiden Magnetspulen 406 und 407. Die Innenteile des Ventils werden mit dem oberen Verschlußstopfen 412 im Ventilgehäuse 401 gemeinsam festgeklemt. Der Innenraum des Ventils wird vom vollen Systemdruck beaufschlagt. Die Ein-

bauräume der Magnetspulen 406 und 407 sind gegenüber dem Systemdruck abgedichtet.

Abschließend sei bemerkt, daß das erfindungsgemäße Ventil auch mit einer anderen als der dargestellten einfachen Düsenform ausgestattet werden kann. Solche anderen Düsenformen sind von den üblichen mechanischen Einspritzdüsen bekannt. Diese an sich bekannten Düsenformen können in miniaturisierter Form ohne weiteres bei dem erfindungsgemäßen Ventil zur Anwendung kommen. Beispielsweise kann das Ventil zur Verbesserung der Zerstäubung mit einer miniaturisierten Zapfendüse ausgestattet werden, wobei dann der Zapfendurchmesser ca. 0,5–0,7 mm betragen sollte. Weiterhin kann die Zerstäubung durch sehr kurze Düsen mit einer Länge von weniger als 0,5 mm verbessert werden. Die Mündung einer solchen Düse kann zur Verbesserung der mechanischen Festigkeit versenkt werden. Die Anwendung derartiger kurzer Düsen wird bei dem erfindungsgemäßen Ventil wegen der geringen mechanischen Belastung im Sitzbereich ermöglicht. Weiterhin kann die Düse brennraumseitig mit einer Abrundung mit einem Radius von einigen $\frac{1}{100}$ mm oder mit einem konischen Auslauf versehen werden, wodurch ebenfalls die Zerstäubung verbessert wird und ein größerer Abspritzkegel erzielt wird. Innerhalb der Einspritzdüse oder an der Ventilnadel können Wirbelkörper zur Erzeugung eines Kraftstoffdralls angeordnet werden. Ferner kann unterhalb des Ventilsitzes ein Sackloch angeordnet werden, das ein oder mehrere schräg angeordnete Düsen mit Kraftstoff versorgt. Hierdurch ist eine Änderung der Strahlrichtung möglich. Allerdings wird die Strömungsqualität im Zustrombereich der Düse durch das Sackloch erheblich verschlechtert, was insgesamt stets eine erhebliche Verschlechterung der dynamischen Eigenschaften des Ventils zur Folge hat. Auf Sacklöcher unterhalb des Ventilsitzes sollte daher bei dem erfindungsgemäßen Ventil nach Möglichkeit verzichtet werden.

Die angegebenen Dimensionierungen und Verbindungsverfahren sind innerhalb des Rahmens der Ansprüche zwar als besonders zweckmäßig, jedoch nur beispielhaft zu verstehen. Preßverbindungen können beispielsweise durch Schraubverbindungen ersetzt werden. Bei den angegebenen Dimensionierungen werden bei einem abweichenden Auslegungsdruck häufig geringfügig abweichende Abmessungen notwendig werden. Auch können besondere Einbaubedingungen abweichende Gehäuseformen erforderlich machen. Derartige einfache Abänderungen sind vom Fachmann leicht durchzuführen.

Weiterhin sei bemerkt, daß das erfindungsgemäße Ventil theoretisch auch mit einem kragenförmigen Anschlag ausgestattet werden könnte, der die Ventilnadel teilweise umfaßt. Der kragenförmige Anschlag kann einen einzigen oder mehrere radial gleichmäßig verteilte getrennte Anschlagbereiche aufweisen. Zur Sicherstellung der Funktionsfähigkeit müßte die Anschlagfläche eines derartigen Anschlags nur ausreichend klein ausgeführt werden. Eine derartige Anschlagsform ist aus dem Bereich der Niederdruckeinspritzventile allgemein bekannt. Bei einem kragenförmigen Anschlag bestehen jedoch außerordentlich große Schwierigkeiten, eine exakte Parallelität der Anschlagflächen einzuhalten. Die Einhaltung der erforderlichen Parallelität ist selbst mit sehr präzisen Bearbeitungsmethoden kaum möglich. In der Praxis werden sich daher bei einem solchen Hochdruckeinspritzventil mit kragenförmigen Anschlag häufig zeitlich stark schwankende hydraulische Klebekräfte

ergeben, die unzulässige, stark schwankende Schließzeiten des Ventils zur Folge haben. Eine solche Ausführungsform verursacht einen hohen Fertigungsausschuß. Daher wird man bei dem erfindungsgemäßen Hochdruckeinspritzventil stets die hier vorgeschlagene Bauform mit einem einzigen zentralen Anschlag bevorzugen.

Weitere zweckmäßige Auslegungen und Varianten des erfindungsgemäßen Kraftstoffeinspritzventils können den Ansprüchen entnommen werden. Die eingefügten Bezugswahlen sollen nur zur Verdeutlichung dienen, und sind nicht als Beschränkung der Ansprüche zu verstehen. Die erste Ziffer der Bezugswahlen weist auf die entsprechende Zeichnungsnummer.

Patentansprüche

1. Elektromagnetisches Hochdruckeinspritzventil, das zur Einspritzung von Kraftstoff unmittelbar in den Brennraum von Verbrennungsmotoren dient, das einen nadelförmigen Ventilschließkörper besitzt, der mit dem Anker eines Elektromagneten fest verbunden ist, dessen Anker vollständig von unter Hochdruck stehendem Kraftstoff umgeben ist, wobei die Kraftstoffversorgung durch eine vom Verbrennungsmotor mechanisch angetriebene Pumpe erfolgt, **gekennzeichnet durch** die Kombination sämtlicher folgenden Merkmale:
Die gesamte Masse der bewegten Teile des Ventils beträgt erheblich weniger als 5 g und vorzugsweise 1—2,5 g,
der Hub des Ankers ist durch ein zentrales Anschlagelement (126, 312, 411) begrenzt, dessen Anschlagfläche sich in der Zentralachse des Ventils befindet,
sowohl die Berührungsfläche im Bereich des Anschlags als auch der nicht druckausgeglichene Querschnitt im Bereich des Ventilsitzes (120, 219, 318, 425) betragen jeweils weniger als 1 mm² (ein Quadratmillimeter) und vorzugsweise 0,2—0,5 mm².
2. Ventilsitzträger eines elektromagnetischen Kraftstoffeinspritzventils, der mit dem Einspritzventil durch eine Verschraubung verbunden ist und gegenüber dem Einspritzventil verspannt ist, wobei die Justierung des Ankerhubes durch entsprechend tiefes Einschrauben des Ventilsitzträgers erfolgt, **gekennzeichnet durch** sämtliche folgenden Merkmale:
Der Ventilsitzträger (209, 309) ist mit einer umlaufenden Nut (220) versehen, deren Innendurchmesser geringer als derjenige des Gewindes ist, die umlaufende Nut (220) begrenzt einen kragenförmigen verformbaren Bereich (213, 323) des Sitzträgers,
der kragenförmige verformbare Bereich (231, 323) ist gegenüber dem Einspritzventil mechanisch verspannt.
3. Schwingungstilger zur Dämpfung des Schließprellens bei Hochdruckeinspritzventilen, die einen nadelförmigen Ventilschließkörper besitzen, der durch die Kraft einer Rückstellfeder auf einen Ventilsitz gepreßt wird, wobei der Schwingungstilger dem vollen Kraftstoffdruck ausgesetzt ist, **gekennzeichnet durch** sämtliche folgenden Merkmale:
Der Schwingungstilger (114) umfaßt die Ventilnadel (113) und wird durch eine zusätzliche Feder (115), deren Kraft derjenigen der Rückstellfeder

- (110) entgegengerichtet ist, gegen die Ventilnadel gepreßt,
die Federkraft der zusätzlichen Feder (115) beträgt nur einen Bruchteil (vorzugsweise ca. 10%) der Kraft der Rückstellfeder (217),
die Masse des Schwingungstilgers (114) beträgt nur einen Bruchteil (vorzugsweise ca. 10—20%) der Masse der übrigen bewegten Teile des Ventils.
4. Polarisierter Magnetkreis zur raschen Betätigung von elektromagnetischen Ventilen, die vorzugsweise zur Einspritzung von Kraftstoff unmittelbar in den Brennraum von Verbrennungsmotoren dienen, deren Ankerhub weniger als 0,3 mm und vorzugsweise ca. 0,1 mm beträgt, die einen nadelförmigen Ventilschließkörper besitzen, der mit einem rohrförmigen Anker des polarisierten Magnetkreises fest verbunden ist, **gekennzeichnet durch** sämtliche folgenden Merkmale:
Der Anker (415) des Magnetkreises ist zwischen mindestens zwei Federn (413, 414) aufgehängt, die eine sehr steile Federkennlinie besitzen, und deren Federkraft einander entgegengerichtet ist, die resultierende Federkraft der Federn (413, 414) ist in den jeweiligen Endlagen der dauermagnetischen Kraft entgegengerichtet,
die resultierende Federkraft der Membranfedern (413, 414) ist in einer Zwischenlage des Ankers (415) Null und erreicht in den jeweiligen Endlagen des Ankers Extrema.
5. Elektromagnetisches Hochdruckeinspritzventil nach Anspruch 1, dadurch **gekennzeichnet**, daß der Magnetpol (108, 205) des Ventils von einer nicht magnetisierbaren Hülse (107, 208) getragen ist, die zur radialen Führung des Ankers (112, 215) dient.
6. Elektromagnetisches Hochdruckeinspritzventil nach Anspruch 1, dadurch **gekennzeichnet**, daß der Anker (112) des Ventils rohrförmig ist, wobei der Arbeitsluftspalt (127) des Magnetkreises innerhalb der Magnetspule (105) angeordnet ist.
7. Elektromagnetisches Hochdruckeinspritzventil nach Anspruch 1, dadurch **gekennzeichnet**, daß der Anker (307) des Ventils hutförmig ist, wobei ein Arbeitsluftspalt (315) des Magnetkreises innerhalb der Magnetspule (303) angeordnet ist.
8. Elektromagnetisches Hochdruckeinspritzventil nach Anspruch 7, dadurch **gekennzeichnet**, daß der Anker von mindestens einer Membranfeder (305) radial geführt ist.
9. Elektromagnetisches Hochdruckeinspritzventil nach Anspruch 1 und den zugehörigen Nebenanprüchen, dadurch **gekennzeichnet**, daß die Magnetspule (195, 202, 303, 406, 407) aus einer dünnen Folie gefertigt ist.
10. Elektromagnetisches Hochdruckeinspritzventil nach Anspruch 1 und den zugehörigen Nebenanprüchen, dadurch **gekennzeichnet**, daß der Einbauräum der Magnetspule (105, 202, 303, 406, 407) mit Vergußmasse ausgefüllt ist.
11. Elektromagnetisches Hochdruckeinspritzventil nach Anspruch 1 und den zugehörigen Nebenanprüchen, dadurch **gekennzeichnet**, daß die Ventilnadel (113, 210, 308) einen stiftförmigen Anschlag (125, 319) trägt, der die Polfläche des Ankers (112, 215, 307) um ca. 30—100 Mikrometer überragt.
12. Elektromagnetisches Hochdruckeinspritzventil nach Anspruch 1 und den zugehörigen Nebenanprüchen, dadurch **gekennzeichnet**, daß die Ventilnadel (113, 210, 308) einen ballischen Anschlag

trägt, der die Polfläche des Ankers (112, 215, 307) um ca. 30—100 Mikrometer überragt.

13. Elektromagnetisches Hochdruckeinspritzventil nach Anspruch 1 und den zugehörigen Nebenan- 5
sprüchen, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen der Rückstellfeder (110) und der Ventilnadel ein Schwingungstilger angeordnet ist, der von der Vent-
tilnadel (113) getragen ist.

14. Elektromagnetisches Hochdruckeinspritzventil 10
nach Anspruch 1 und den zugehörigen Nebenan-
sprüchen, dadurch gekennzeichnet, daß die Vent-
tilnadel (113) einen Zapfen trägt, der die Einspritzdü-
se (118) durchragt und dessen Durchmesser ca.
0,4—0,7 mm beträgt.

15. Elektromagnetisches Hochdruckeinspritzventil 15
nach Anspruch 1 und den zugehörigen Nebenan-
sprüchen, dadurch gekennzeichnet, daß das Ventil
mit einer kurzen Einspritzdüse (118) ausgestattet
ist, deren Auslauf brennraumseitig eine Abrundung
oder eine konische Erweiterung besitzt. 20

16. Elektromagnetisches Hochdruckeinspritzventil 20
nach Anspruch 1 und den zugehörigen Nebenan-
sprüchen, dadurch gekennzeichnet, daß der Auslauf
der Einspritzdüse (118) brennraumseitig innerhalb
des die Einspritzdüse tragenden Teils (117) ver- 25
senkt angeordnet ist.

17. Elektromagnetisches Hochdruckeinspritzventil
nach Anspruch 1 und den zugehörigen Nebenan-
sprüchen, dadurch gekennzeichnet, daß innerhalb
des Einspritzventils oder an der Ventilnadel Wir- 30
belkörper, Nuten oder Bohrungen zur Erzeugung
eines Kraftstoffdralls angeordnet sind.

18. Elektromagnetisches Hochdruckeinspritzventil
nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß 35
kragenförmige Bereich (213, 323) des Sitzträgers
einen geringeren Durchmesser als derjenige des
Gewindes besitzt und auf einer Schulter innerhalb
des Einspritzventils aufliegt.

19. Elektromagnetisches Hochdruckeinspritzventil
nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß 40
kragenförmige Bereich des Sitzträgers einen grö-
ßeren Durchmesser als derjenige des Gewindes be-
sitzt und auf einer Schulter auf dem Ende des Hal-
ses (208) des Einspritzventils aufliegt.

20. Elektromagnetisches Hochdruckeinspritzventil 45
nach Anspruch 18 und 19, dadurch gekennzeichnet,
daß in der umlaufenden Nut (220) des Sitzträgers
ein Dichtring (212, 311) angeordnet ist.

21. Elektromagnetisches Hochdruckeinspritzventil
nach Anspruch 18 bis 20, dadurch gekennzeichnet, 50
daß zwischen dem Kragen und der Auflageschulter
ein Paßring (211) zur Grobeinstellung des Ventilhu-
bes angeordnet ist.

22. Elektromagnetisches Hochdruckeinspritzventil
nach Anspruch 18 bis 21, dadurch gekennzeichnet, 55
daß der Ventilsitzträger (209) von einer nichtma-
gnetisierbaren Hülse (208) getragen ist, die an ih-
rem anderen Ende den Magnetpol (204) des Ma-
gnetkreises trägt.

23. Elektromagnetisches Hochdruckeinspritzventil 60
nach Anspruch 18 bis 22, dadurch gekennzeichnet,
daß innerhalb des Sitzträgers eine Ventilnadel (113)
mit geringem Radialspiel geführt ist, so daß sich
eine hydraulische Kennlinienanpassung ergibt, bei
der innerhalb der Führung (112) ein Druckabfall 65
von vorzugsweise ca. 10—20% des statischen
Kraftstoffdruckes entsteht.

24. Elektromagnetisches Hochdruckeinspritzventil

nach Anspruch 23, dadurch gekennzeichnet, daß
der Durchmesser der Führungsbohrung (112) ca.
2—2,5 mm beträgt.

25. Elektromagnetisches Hochdruckeinspritzventil
nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß die
dynamische Kalibrierung des polarisierten Ma-
gnetkreises durch ein elektrisches Wechselfeld er-
folgt, das an die Erregerspulen (406, 407) angelegt
wird.

26. Elektromagnetisches Hochdruckeinspritzventil
nach Anspruch 1—25, dadurch gekennzeichnet,
daß das Ventil mehrere kombinierte Merkmale der
einzelnen Hauptansprüche besitzt.

- Leerseite -

This Page Blank (uspto)

17

3905992

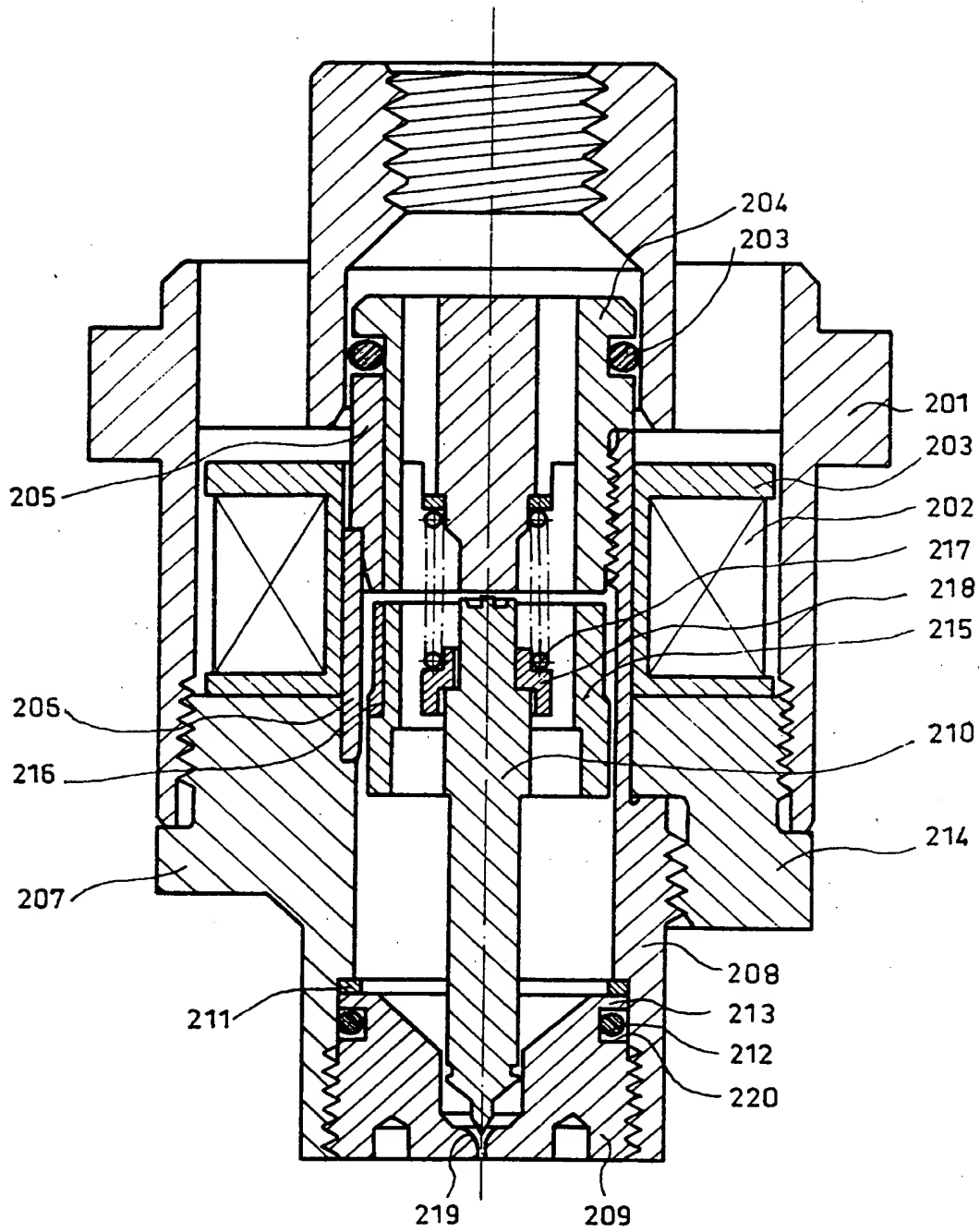


Fig.2

18

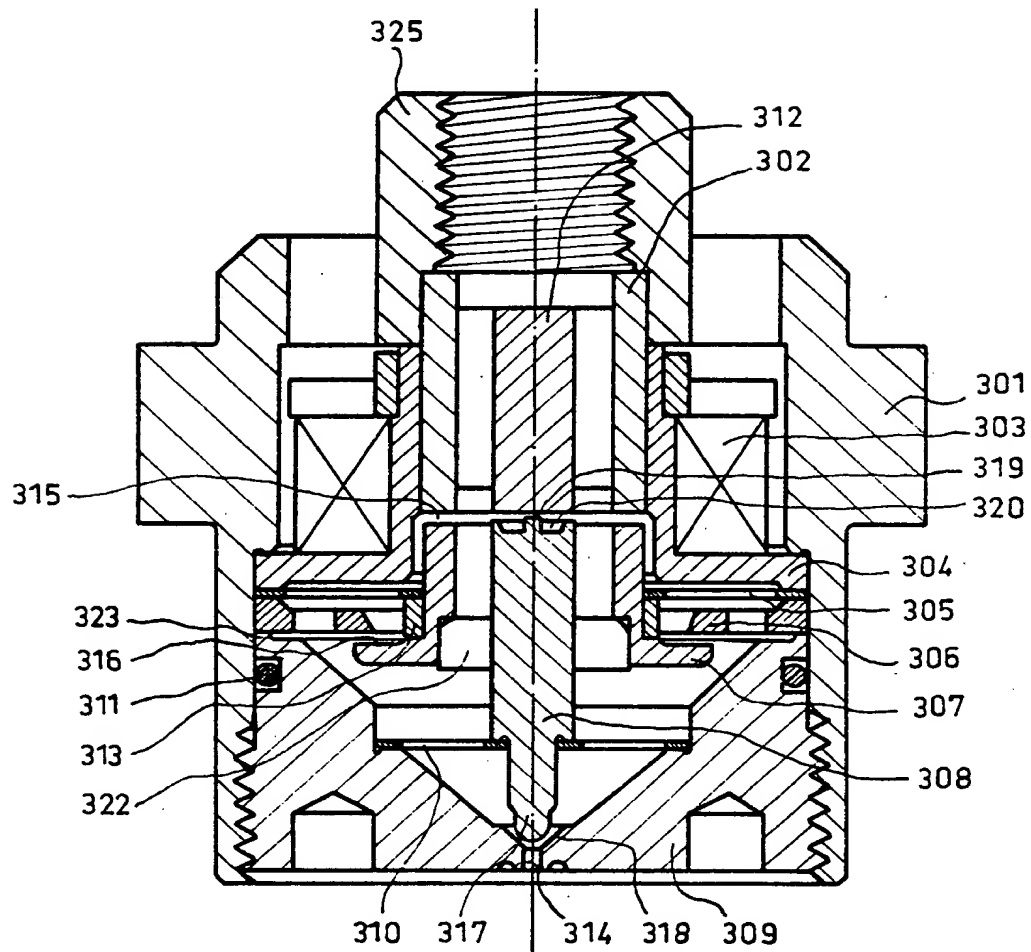


Fig.3

19*

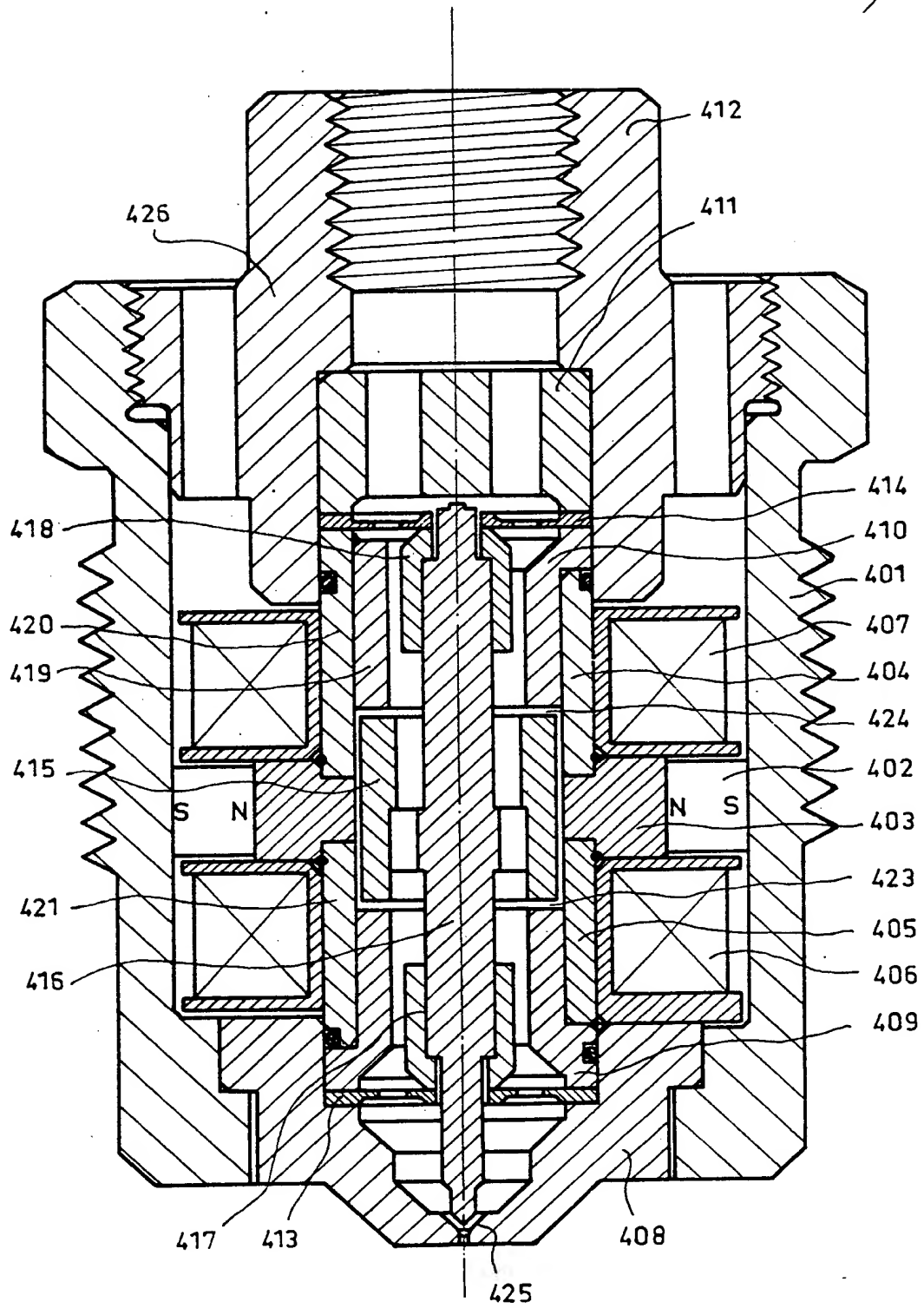


Fig.4

3905992

Nummer:
Int. Cl. 4:
Anmeldetag:
Offenlegungstag:

39 05 992
F 02 M 51/06
25. Februar 1989
21. September 1989

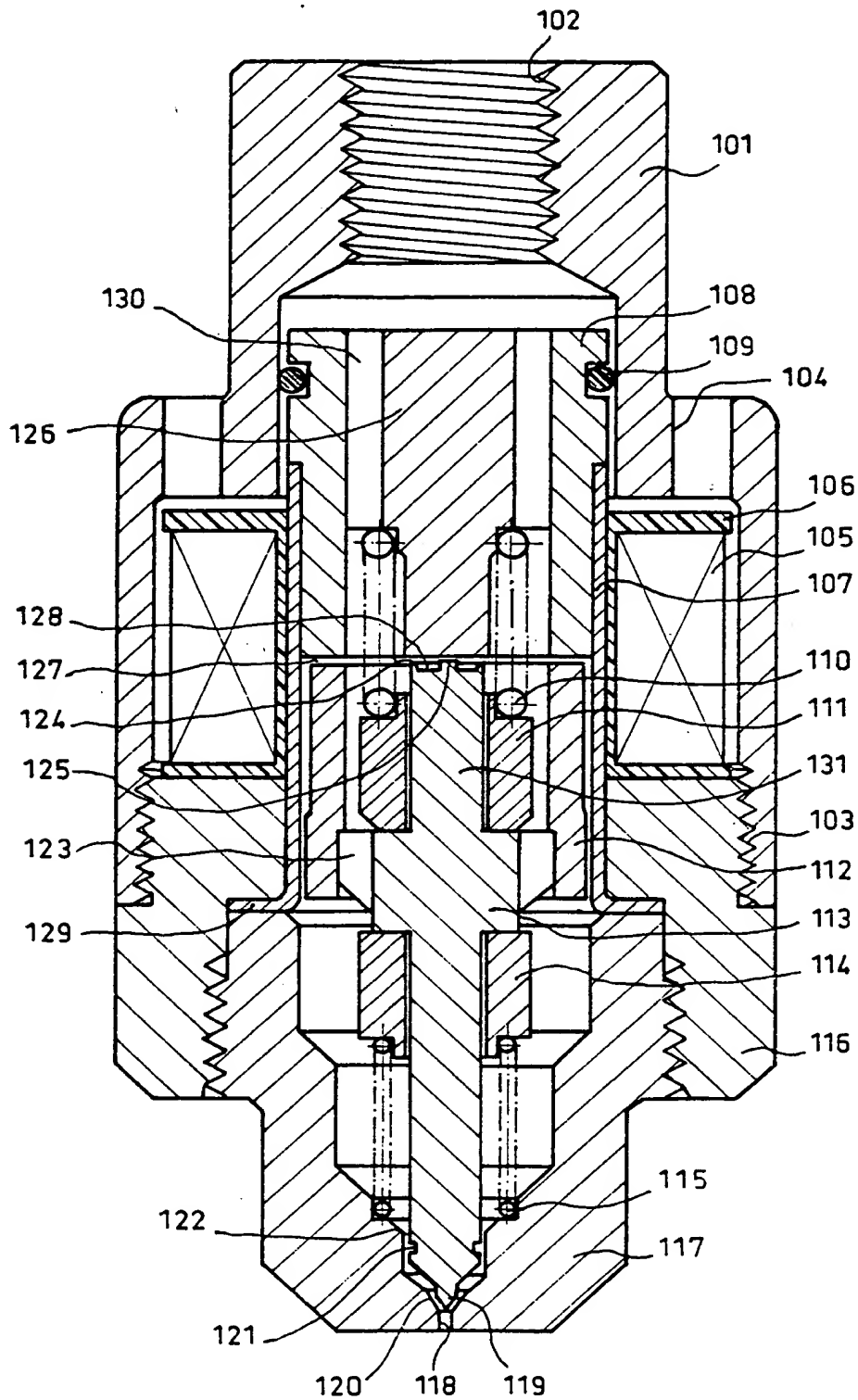


Fig. 1

908 838/506